

NGHIÊN CỨU ĐỘNG LỰC HỌC TÍNH TOÁN CHO HỆ THỐNG ĐỒNG BỘ HAI XYLANH THỦY LỰC SỬ DỤNG PHƯƠNG PHÁP ĐIỀU KHIỂN SERVO

Nguyễn Hữu Tuấn¹, Nguyễn Trọng Dũng^{1*}

Tóm tắt: Bài báo này giới thiệu một mô hình tính toán động lực học cho hệ thống đồng bộ hai xy lanh thủy lực sử dụng phương pháp điều khiển servo. Mô hình được xây dựng dựa trên công cụ toán học sau đó mô phỏng tính toán trong Matlab/Simulink để khảo sát đặc tính động lực học của hệ thống. Từ đó cho phép khảo sát ảnh hưởng của một số thông số đến thời gian đáp ứng quá độ và sai số điều khiển của hệ thống. Kết quả thu được là cơ sở cho tính toán thiết kế, khai thác hiệu quả hệ thống sử dụng phương pháp điều khiển servo dạng này.

Từ khóa: Động lực học, đồng bộ, xy lanh thủy lực, điều khiển servo.

1. GIỚI THIỆU

Động lực học của hệ thống là một yếu tố then chốt ảnh hưởng trực tiếp đến chất lượng và hiệu suất của các thiết bị cơ khí. Việc phân tích và khảo sát động lực học không chỉ giúp xác định đáp ứng tối ưu của thiết bị trong quá trình vận hành, mà còn cung cấp thông tin quan trọng về độ ổn định, độ chính xác và thời gian đáp ứng của hệ thống. Đây là cơ sở cần thiết trong quá trình thiết kế và phát triển các nguyên mẫu máy móc mới.

Trong đó, hệ thống đồng bộ hai xy lanh thủy lực đóng vai trò đặc biệt quan trọng, nhất là trong các hệ thống truyền động cơ khí - thủy lực có kích thước lớn và yêu cầu vận hành cân bằng như: bàn nâng, bửng nâng, sàn nâng, máy ép,... Việc đảm bảo sự cân bằng mặt phẳng trong các thiết bị này là yêu cầu bắt buộc nhằm tránh hiện tượng nghiêng lệch gây hư hỏng hoặc mất an toàn. Để đạt được điều này, hai phương pháp thường được sử dụng là: thiết kế kết cấu cơ khí tự cân bằng và áp dụng kỹ thuật đồng bộ xy lanh thủy lực.

Trong các hệ thống có tải trọng lớn và khoảng cách giữa các xy lanh lớn, giải pháp cơ khí tự cân bằng thường đòi hỏi kết cấu phức tạp và chi phí cao. Ngược lại, phương pháp đồng bộ xy lanh thông qua hệ thống thủy lực không những đơn giản hơn về mặt thiết kế mà còn có chi phí thấp hơn, đồng thời vẫn đảm bảo hiệu quả cân bằng cần thiết.

Song song đó, hệ thống khí nén cũng được ứng dụng rộng rãi trong công nghiệp, đặc biệt là trong các dây chuyền sản xuất tự động. Do đó, các nghiên cứu về đặc tính phi tuyến và điều khiển đồng bộ trong hệ thống truyền động khí nén cũng được chú trọng, nhằm nâng cao độ chính xác và tuổi thọ của hệ thống (Zhao H and Ben-Tzvi P, 2016).

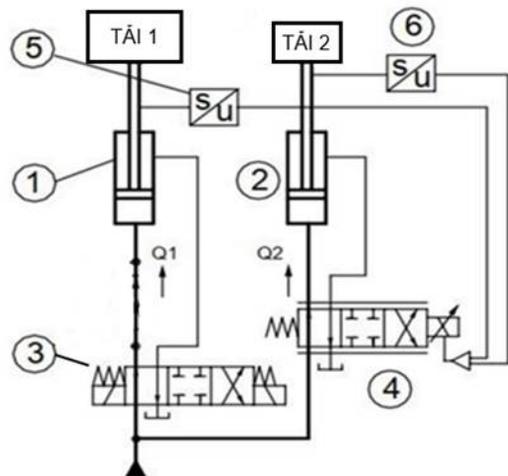
Nghiên cứu của (Chungeng Sun, 2023) trên hệ thống máy dập có nhiều cơ cấu chấp hành cho thấy sai số giữa các xy lanh được duy trì trong phạm vi $\pm 0,1$ mm. Trong khi đó, (Gao et al, 2024) đã phân tích ảnh

hưởng của các yếu tố phi tuyến, nhiễu bên ngoài và bố trí hình học của các xy lanh đến hiệu quả đồng bộ. Kết quả cho thấy, hệ thống điều khiển có thể đảm bảo sai số đồng bộ trong giới hạn cho phép, đồng thời hạn chế rung động và thay đổi đột ngột trong quá trình điều khiển.

Các nghiên cứu gần đây cũng tập trung vào ứng dụng van servo trong hệ thống thủy lực, nhằm nâng cao độ chính xác và khả năng điều khiển vị trí của xy lanh. Tùy thuộc vào cấu hình hệ thống và thuật toán điều khiển được sử dụng, mức độ ổn định và tuổi thọ vận hành của hệ thống có thể đạt được những cải thiện đáng kể (Shen W et al, 2021), (Lizhen L et al, 2024). Những nghiên cứu này nhấn mạnh tầm quan trọng của việc tối ưu hóa thiết kế và điều khiển để nâng cao hiệu suất của các hệ thống cơ khí-thủy lực...

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH TÍNH TOÁN

2.1. Hệ thống đồng bộ hai xy lanh thủy lực sử dụng phương pháp điều khiển servo



1-Xylanh thủy lực 1 (có tải F_1); 2- Xylanh thủy lực 2 (có tải F_2); 3-Van On-Off; 4-Van tuyến tính; 5-Encoder 1; 6-Encoder 2

Hình 1. Hệ thống đồng bộ hai xy lanh thủy lực sử dụng phương pháp điều khiển servo

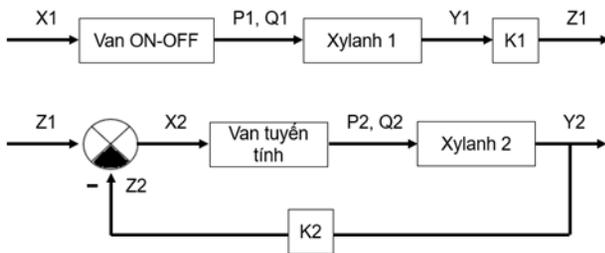
¹Khoa Cơ khí, Trường Đại học Thủy lợi

* Tác giả liên hệ

Hình 1 là giản đồ một mô hình nghiên cứu thiết kế chế tạo hệ thống đồng bộ hai xy lanh thủy lực tác động kép sử dụng phương pháp điều khiển servo. Ở đây xy lanh 1 được gắn tải không đổi bất kỳ (F_1) và được điều khiển bởi van phân phối ON-OFF số 3. Xy lanh 2 chạy với tải không đổi bất kỳ (F_2) khác với tải F_1 , được điều khiển bởi van tuyến tính số 4. Với việc sử dụng các cảm biến vị trí 5,6 (ở đây là encoder) đưa tín hiệu phản hồi dạng tương tự phản ánh vị trí của hai piston của hai xy lanh về van phân phối tuyến tính, thông qua phần mềm điều khiển, ta có thể điều khiển độ mở của van phân phối này theo yêu cầu dựa trên tín hiệu phản hồi và đạt được hiệu quả đồng bộ các xy lanh với sai số nhất định. Nghiên cứu này giả thiết bỏ qua rò rỉ dầu thủy lực và giả thiết tải trọng cho 2 xy lanh không đổi nhằm đơn giản hóa bài toán mà vẫn phù hợp với thực tế do cấu hình hệ thống là hệ điều khiển bám theo được điều khiển nhờ tín hiệu từ cảm biến vị trí xy lanh. Hệ thống này phù hợp với nhiều ứng dụng thực tế như hệ thống nâng hạ cửa van thủy lợi, hệ thống lật khuôn trong nhà máy bê tông,...

2.2. Phương trình trạng thái và hàm truyền đạt của hệ thống

Hình 2 dưới đây mô tả hệ thống trên theo dạng sơ đồ khối:



Hình 2. Sơ đồ khối hệ thống đồng bộ hai xy lanh thủy lực

Sơ đồ được xây dựng từ lý thuyết điều khiển theo (Phạm Công Ngô, 1994)

Trong đó:

X_1 : Độ mở của van On-Off (Ở đây $X_1 = \text{const}$); X_2 : Độ mở của van Servo

P_1, Q_1, P_2, Q_2 : áp suất, lưu lượng dầu thủy lực vào xy lanh 1,2

$Y_{1,2}$: Chuyển vị của piston xy lanh 1,2

$K_{1,2}$: Khâu tỷ lệ 1,2 ứng với Encoder 1,2

$Z_{1,2}$: Tín hiệu tương tự chuyển đổi qua Encoder 1,2

Hệ phương trình trạng thái của hệ thống được xây dựng như sau:

$$Z_1 = Y_1 \cdot K_1; Z_2 = Y_2 \cdot K_2; X_2 = Z_1 - Z_2 = Y_1 \cdot K_1 - Y_2 \cdot K_2 \quad (1)$$

Lưu lượng vào xy lanh 1:

$$Q_1 = \dot{Y}_1 \cdot A_1 \quad (2)$$

Trong đó: A_1 - Diện tích chịu áp của piston phía buồng nén xy lanh; \dot{Y}_1 - vận tốc piston. Ở đây bỏ qua rò rỉ dầu thủy lực.

Lưu lượng qua van phân phối ON-OFF:

$$Q_1 = \mu \cdot \pi \cdot d_1 \cdot X_1 \cdot \sqrt{P_n(1 - \bar{P}_1) / SG} \quad (3)$$

Trong đó: μ - Hệ số tiết lưu của van; d_1 - Đường kính lõi van; P_n - Áp suất nguồn (áp suất vào van) ;

$\bar{P}_1 = P_1 / P_n$: Áp suất không thứ nguyên của P_1 ; SG

- Tỷ trọng chất lỏng công tác.

Cân bằng lưu lượng qua van và vào xy lanh từ (2), (3)

ta có:

$$\dot{Y}_1 \cdot A_1 = \mu \cdot \pi \cdot d_1 \cdot X_1 \cdot \sqrt{P_n(1 - \bar{P}_1) / SG} \quad (4)$$

$$\dot{Y}_1 = \frac{\mu \pi d_1}{A_1} \cdot X_1 \cdot \sqrt{P_n(1 - \bar{P}_1) / SG} \quad (5)$$

Chuyển qua biến không thứ nguyên: $\dot{\bar{Y}}_1 = \dot{Y}_1 / \dot{Y}_{1Max}$

$$\dot{\bar{Y}}_1 = \frac{\mu \pi d_1}{A_1 \cdot \dot{Y}_{1Max}} \cdot X_1 \cdot \sqrt{P_n(1 - \bar{P}_1) / SG} \quad (6)$$

Vì tải F_1 của xy lanh 1 không đổi nên

$$\sqrt{P_n(1 - \bar{P}_1) / SG} = \text{const};$$

$$\text{Đặt } K_3 = \frac{\mu \pi d_1}{A_1 \cdot \dot{Y}_{1Max}} \cdot X_1 \cdot \sqrt{P_n(1 - \bar{P}_1) / SG}$$

$$\text{Ta có: } \dot{\bar{Y}}_1 = K_3 \quad (7)$$

Từ (7) ta có tốc độ xy lanh 1 không đổi, hay $Q_1 = \text{const}$.

Như vậy, $P_1, Q_1 = \text{const}$. Hàm truyền đạt của hệ thống sẽ lấy đầu vào là Y_1 , đầu ra là Y_2 .

Với xy lanh 2, ta cũng có:

Lưu lượng vào xy lanh 2:

$$Q_2 = \dot{Y}_2 \cdot A_2 \quad (8)$$

Trong đó: A_2 - Diện tích chịu áp của piston phía buồng nén xy lanh; \dot{Y}_2 - vận tốc piston. Ở đây bỏ qua rò rỉ dầu thủy lực.

Lưu lượng qua van phân phối tuyến tính:

$$Q_2 = \mu \cdot \pi \cdot d_2 \cdot X_2 \cdot \sqrt{P_n(1 - \bar{P}_2) / SG} \quad (9)$$

Trong đó: μ - Hệ số tiết lưu của van; d_2 - Đường kính lõi van; P_n - Áp suất nguồn (áp suất vào van) ;

$\bar{P}_2 = P_2 / P_n$: Áp suất không thứ nguyên của P_2 ; SG

- Tỷ trọng chất lỏng công tác.

Cân bằng lưu lượng qua van và vào xy lanh từ (8),

(9) ta có:

$$\dot{Y}_2 \cdot A_2 = \mu \cdot \pi \cdot d_2 \cdot X_2 \cdot \sqrt{P_n(1 - \bar{P}_2) / SG} \quad (10)$$

Chuyển qua biến không thứ nguyên: $\bar{X}_2 = X_2 / X_{2Max}$, $\bar{Y}_2 = \dot{Y}_2 / \dot{Y}_{2Max}$

$$\dot{\bar{Y}}_2 = \frac{\mu\pi d_2}{A_2 \cdot \dot{Y}_{2Max}} \cdot \bar{X}_2 \cdot X_{2Max} \sqrt{P_n(1-\bar{P}_2) / SG} \quad (11)$$

Vì tải xylanh 2 không đổi, ta có $\sqrt{P_n(1-\bar{P}_2) / SG} = \text{const}$

$$\text{Đặt } K_6 = \frac{\mu\pi d_2}{A_2 \cdot \dot{Y}_{2Max}} \cdot X_{2Max} \sqrt{P_n(1-\bar{P}_2) / SG}$$

$$\text{Ta có: } \dot{\bar{Y}}_2 = K_6 \cdot \bar{X}_2 \quad (12)$$

Các phương trình xây dựng trên được tham khảo từ nghiên cứu của (Hoàng Sinh Trường, Nguyễn Trọng Dũng, 2020)

Laplace 2 vế của (12) ta có:

$$\bar{Y}_{2(s)} \cdot s = K_6 \cdot \bar{X}_{2(s)} \quad (13)$$

Từ (1), chuyển về biến không thứ nguyên ta có:

$$\begin{aligned} \bar{X}_2 \cdot X_{2Max} &= \bar{Y}_1 \cdot Y_{1Max} \cdot K_1 - \bar{Y}_2 \cdot Y_{2Max} \cdot K_2 \\ \bar{X}_2 &= \bar{Y}_1 \cdot K_{01} - \bar{Y}_2 \cdot K_{02} \end{aligned} \quad (14)$$

Với:

$$K_{01} = \frac{K_1 \cdot Y_{1Max}}{X_{2Max}}; K_{02} = \frac{K_2 \cdot Y_{2Max}}{X_{2Max}}$$

Laplace 2 vế của (14) ta có:

$$\bar{X}_{2(s)} = \bar{Y}_{1(s)} \cdot K_{01} - \bar{Y}_{2(s)} \cdot K_{02} \quad (15)$$

Từ (13), (15) ta có:

$$\bar{Y}_{2(s)} = \frac{K_6 \cdot \bar{X}_{2(s)}}{s} = \frac{K_6 \cdot (\bar{Y}_{1(s)} \cdot K_{01} - \bar{Y}_{2(s)} \cdot K_{02})}{s}$$

$$K_6 \cdot \bar{Y}_{1(s)} = \bar{Y}_{2(s)} \cdot (s + K_8) \quad (16)$$

Ta có hàm truyền của hệ thống:

$$G_{(s)} = \frac{\bar{Y}_{2(s)}}{\bar{Y}_{1(s)}}$$

$$G_{(s)} = \frac{K_6}{s + K_8} \quad (17)$$

Hàm truyền này có dạng:

$$G_{(s)} = \frac{K}{T \cdot s + 1} \quad (18)$$

Từ đây, khi có được các thông số của hệ thống thực, ta có các giá trị K; T để khảo sát động lực học hệ

thống trên Matlab/Simulink.

3. MÔ PHỎNG VÀ THẢO LUẬN

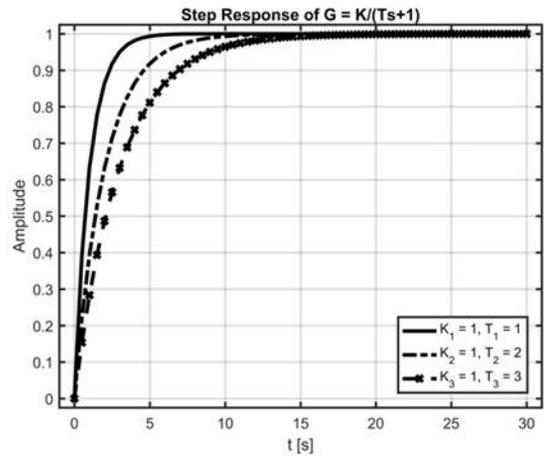
Với 3 bộ giá trị giả định khác nhau của hệ thống:

Trường hợp 1: K = 1; T = 1

Trường hợp 2: K = 1; T = 2

Trường hợp 3: K = 1; T = 3

Sử dụng Matlab/Simulink mô phỏng với kích thích ban đầu là hàm nấc đơn vị tương đương với kích thích cho van ON-OFF, ta có 3 đồ thị đáp ứng quá độ của hệ thống như hình 3.



Hình 3. 3 đáp ứng quá độ của hệ thống ứng với 3 bộ thông số khác nhau

Với kết quả mô phỏng như hình 3, ta có một số nhận xét:

Với cùng giá trị K = 1 (dễ so sánh):

Kết quả trường hợp 1: T = 1 – hệ thống phản ứng nhanh nhất.

Kết quả trường hợp 2: T = 2 – phản ứng chậm hơn.

Kết quả trường hợp 3: T = 3 – phản ứng chậm nhất.

Ta thấy khi T càng lớn, hệ thống càng chậm đạt tới trạng thái ổn định (ở đây là 1). khi thiết kế hệ thống điều khiển, người thiết kế sẽ phải lựa chọn các thông số hợp lý. Ví dụ hệ số khuếch đại K (gain) có tác động trực tiếp đến hành vi của hệ thống về mặt độ chính xác, tốc độ phản hồi và độ ổn định. Cũng như phải lựa chọn giá trị cho T, không chỉ cứ chọn T nhỏ nhất. Khi T nhỏ thì hệ thống phản hồi nhanh, tương như luôn tốt. Tuy nhiên, phản hồi quá nhanh có thể gây dao động hoặc

quá điều chỉnh nếu hệ thống chưa được điều khiển tốt; quá tải phần cứng; cảm biến, cơ cấu chấp hành không theo kịp; gây nhiễu nhiều hơn vì hệ thống phản ứng mạnh với tín hiệu nhiễu đầu vào. Trong thiết kế bộ điều khiển, hệ thống có T nhỏ (thời gian phản hồi rất ngắn) sẽ yêu cầu tần số lấy mẫu cao hơn nếu điều khiển số, khó điều chỉnh các tham số PID, vì hệ thống trở nên "nhạy" và dễ mất ổn định.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã xây dựng được một mô hình tính toán động lực học cho hệ thống đồng bộ hai xy lanh thủy lực sử dụng phương pháp điều khiển servo. Mô hình này

được xây dựng dựa trên công cụ toán học sau đó mô phỏng tính toán trong Matlab/Simulink để khảo sát đặc tính động lực học của hệ thống. Từ đó cho phép khảo sát ảnh hưởng của một số thông số đến thời gian đáp ứng quá độ và sai số điều khiển của hệ thống. Kết quả thu được là cơ sở cho thiết kế nhằm giảm sai lệch kết quả tính toán, khai thác hiệu quả hệ thống. Hệ thống này hoàn toàn là mạch vòng khép kín có phản hồi. Đây là những kết quả bước đầu để các tác giả phát triển những nghiên cứu tiếp theo nhằm chế tạo ra những hệ thống có độ chính xác cao.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- Phạm Công Ngô (1994), *Lý thuyết điều khiển tự động*, NXB Khoa học kỹ thuật.
- Hoàng Sinh Trường, Nguyễn Trọng Dũng (2020), *Nghiên cứu động lực học của hệ thống lái cường hóa thủy lực trên ô tô truyền thống*, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số 3 - 2020.
- Zhao, H and Ben-Tzvi, P (2016). *Synchronous position control strategy for bi-cylinder electro-pneumatic systems*. Int. J. Control Autom. Syst. 14, 1501–1510 (2016).
- Chungeng Sun, Ruibo Yuan (2021), *Adaptive robust cross-coupling position synchronization control of a hydraulic press slider-leveling*, Science progress, 2021, Vol. 104(1) 1–19.
- Bingwei Gao et al (2024), *Research on position synchronization control strategy of double hydraulic cylinders based on cross-coupling*, Technical paper, Volume 46, article number 550.
- Shen, W et al (2021), *High-precision position tracking control of electro-hydraulic servo systems based on an improved structure and desired compensation*. Int. J. Control autom. syst. 19, 3622–3630.
- Lizhen, L et al (2024). *Research on synchronous control of double-cylinder electro-hydraulic position servo system based on active disturbance rejection control*. In: Proceedings of the 12th International Conference on Robotics, Vision, Signal Processing and Power Applications. RoViSP 2021. Lecture Notes in Electrical Engineering, vol 1123. Springer, Singapore.

Abstract:

COMPUTATIONAL DYNAMIC ANALYSIS OF A DUAL HYDRAULIC CYLINDER SYNCHRONIZATION SYSTEM USING SERVO CONTROL METHOD

This paper presents a computational dynamic model of a dual hydraulic cylinder synchronization system utilizing a servo control method. The model is developed using mathematical tools and subsequently simulated in Matlab/Simulink to investigate the dynamic characteristics of the system. This approach enables the analysis of the influence of various parameters on the system's transient response time and control error. The results obtained serve as a foundation for the design and efficient operation of hydraulic systems employing this type of servo control method.

Keywords: Dynamic, synchronization, hydraulic cylinder, servo control method.

Ngày nhận bài: 15/7/2025

Ngày chấp nhận đăng: 07/9/2025